

аппарате, 40–100 °С; отношение водяных эквивалентов теплоносителей. Результаты показали, что изменение первых двух параметров в указанных интервалах не оказывают существенного влияния на эффект продольной теплопроводности.

Наибольший эффект на решение оказывает изменение соотношения водяных эквивалентов. При $W_1/W_2 < 1$ и $W_1/W_2 \approx 1$ значения эффективности и передаваемого теплового потока для обеих схем движения падают. В последнем случае для противоточной схемы движения значения эффективности и передаваемого теплового потока снижаются на 3,5 и 2,2 % соответственно, а для прямоточной на 1,4 и 3,2 %.

Список использованных источников

1. Валуева Е. П. Особенности гидродинамики и теплообмена при течении в микроканальных технических устройствах. / Валуева Е. П., Гаряев А. Б., Клименко А. В. – М. : Издательский дом МЭИ, 2016. – 140 с.
2. Lin, T.-Y., Kandlikar, S. G. Heat Transfer Investigation of Air Flow in Microtubes. Part I: Effects of Heat Loss, Viscous Heating, and Axial Conduction. // ASME J. Heat Transfer. – 2013. – № 135 (3). – P. 031703.
3. Шевич Ю. А. Разработка и исследование высокоэффективных теплообменных аппаратов матричного и планарного типов для компактных низкотемпературных систем и установок: дис. ... докт. техн. наук : 05.04.03 / Шевич Ю. А. ; МГТУ им. Н. Э. Баумана. М., 2008. – 347 с.
4. Hetsroni, G., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., and Yarin, L. P. Heat Transfer in Micro-Channels: Comparison of Experiments With Theory and Numerical Results. // Int. J. Heat Mass Transfer. – 2005. – № 48. – P. 5580–5601.

УДК 697.9

О СОПРОТИВЛЕНИИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

ABOUT THE RESISTANCE OF VENTILATION SYSTEMS

Муфтахутдинова З. Р.

Ижевский государственный технический университет,

г. Ижевск, zulfiya.muft@gmail.com

Аннотация: При выполнении аэродинамических расчетов вентиляционных систем используется гидравлический радиус, который недостаточно точно учитывает особенности геометрии каналов и воздуховодов. Предложено использовать концепцию эффективного диаметра для учета влияния формы поперечного сечения на сопротивление вентиляционных каналов и воздуховодов. Определены значения коэффициентов гидравлического сопротивления для канала прямоугольного сечения при различных отношениях сторон.

Abstract: In calculations of ventilation systems hydraulic radius is used, it is not accurately take into account the particular geometry of the channel. The author proposed to use the concept of effective diameter to account the influence of shape of cross-section for the hydraulic resistance of the ventilation ducts. The hydraulic resistance coefficients of the rectangular ducts with different sides were obtained.

Ключевые слова: аэродинамическое сопротивление, гидравлический радиус, эффективный диаметр.

Key words: hydraulic resistance, hydraulic radius, effective diameter.

Аэродинамический расчет систем вентиляции выполняется методом удельных потерь давления. Потери давления определяются по формуле:

$$P = \sum (Rnl + Z),$$

где R – потери давления на трение на расчетном участке сети, Па/м; n – поправочный коэффициент для расчета воздуховодов с различной шероховатостью стенок; l – длина участка воздуховода, м; Z – потери давления на местное сопротивление на расчетном участке, Па.

При расчетах систем используются таблицы для определения удельных потерь, составленные для круглых воздуховодов. Для

вентиляционных каналов прямоугольного сечения определяется эквивалентный (гидравлический) диаметр и используются те же таблицы. В последнее время, помимо воздухопроводов круглого и прямоугольного сечений, стали использоваться воздухопроводы в форме сегмента и сектора круга, расчет которых производится по таблицам, составленным для воздухопроводов круглого сечения.

Однако, как показывают проведенные исследования [3, 4], форма поперечного сечения канала оказывает существенное влияние на сопротивление, и гидравлический радиус не позволяет достаточно полно учесть особенности геометрии каналов. Поэтому многие авторы предложили учитывать это влияние путем введения дополнительных параметров и специальных коэффициентов.

Можно понять желание авторов предложить свои эмпирические зависимости для расчета гидравлических характеристик в каналах различных форм поперечных сечений. Однако, они применимы только для тех конкретных условий (форма сечения, шероховатость стенок, режим течения), для которых получены, а на практике встречаются различные условия. В этом мы видим ограниченность такого подхода.

Перспективной, по нашему мнению, является концепция эффективного диаметра, разработанная Р. Х. Муллахметовым для напорных потоков [2]. В основе концепции лежит новый геометрический масштаб – эффективный диаметр. Для трубы круглого сечения данный параметр равен диаметру, а для труб некруглого сечения – произведению

$$d_{\text{э}} = d_{\text{г}} K ,$$

где K – корректирующий множитель.

Данный корректирующий множитель вводится на основании теории сопротивления при ламинарном напорном течении жидкости в призматических трубах. Коэффициент K должен рассчитываться из соотношения:

$$K = \sqrt{\frac{A_d}{A}} ,$$

где A_d – коэффициент гидравлического сопротивления круглой трубы, для ламинарного режима течения $A_d = 64$; A – коэффициент гидравлического сопротивления, зависящий от геометрии канала.

Значения коэффициента A могут быть получены путем решения уравнения Пуассона, описывающего процессы ламинарного движения жидкости в каналах:

$$\nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) = 0.$$

В результате численного исследования уравнения Пуассона определены значения коэффициентов гидравлического сопротивления, коэффициентов Кориолиса и Буссинеска канала прямоугольного сечения при разных отношениях сторон [5]. Они согласуются с имеющимися значениями [1] с погрешностью, не превышающей 1 %.

Результаты расчета коэффициентов гидравлического сопротивления для прямоугольного канала аппроксимируется следующей зависимостью:

$$A = 58,75 + 0,521 B/H + 0,164 (B/H)^2.$$

Полученные зависимости могут использоваться для определения гидравлического сопротивления каналов с учетом их геометрии в рамках концепции эффективного диаметра. Предлагаемая методика позволит, по нашему мнению, устранить многие проблемы, связанные с недостаточной точностью расчетов гидравлических сопротивлений (повышенные эксплуатационные расходы, снижение энергоэффективности систем и т. д.).

Список использованных источников

1. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. М. : Наука, 1982. 472 с.
2. Муллахметов Р. Х. О новом геометрическом масштабе и его применении для расчета сопротивления при движении жидкости в трубах некруглого сечения // Теплофизика высоких температур. 1983. № 2. С. 414; Деп. В ВИНТИ, рег. № 62-38-82.
3. Тепакс Л. А. Равномерное турбулентное движение в трубах и каналах. Таллин : Валгус, 1975. 256 с.
4. Муфтахутдинова З. Р. О расчете гидравлического сопротивления безнапорных потоков в рамках концепции эффективного диаметра // Интеллектуальные системы в производстве. 2015. № 1. С. 62–64.

5. Муфтахутдинова З. Р. О влиянии поперечного сечения на сопротивление вентиляционных систем // Энергоресурсосбережение в промышленности, жилищно-коммунальном хозяйстве и агропромышленном комплексе: материалы регионального научно-практического семинара. 2016. С. 131–133.

УДК 51-74

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧЕГО РЕЖИМА ЭЖЕКТОРА ПО ЕГО МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

INVESTIGATION OF OPPORTUNITIES FOR OPTIMIZATION OF THE EJECTOR WORKING REGIME ON ITS MATHEMATICAL MODEL

Наплеков И. С.

Самарский государственный технический университет
г. Самара, naplekovilya@gmail.com

Naplekov I. S.

Samara State Technical University, Samara

Аннотация. В работе описано численное исследование характеристик истечения потока внутри эжектора для модели турбулентности k - ε Realizable. Проведена оценка точности результатов. Одним из основных критериев по оптимизации служит сохранение эксплуатационных значений давления на выходе из эжектора. Установленные результаты изложены в виде линий тока, контуров, графиков и таблицы.

Annotation. In this paper, a numerical study of the outflow characteristics inside the ejector for the k - ε Realizable turbulence model is described. The accuracy of the results is estimated. One of the main optimization criteria is the maintenance of the operating pressure values at the outlet from the ejector. The established results are presented in the form of streamlines, contours, graphs and a table.